

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
6. Oktober 2005 (06.10.2005)

PCT

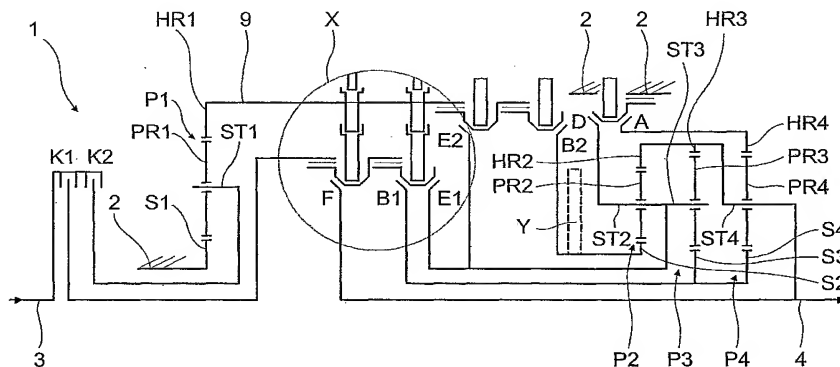
(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2005/093291 A1

- (51) Internationale Patentklassifikation⁷: F16H 3/78 (72) Erfinder; und
(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2005/002997 (75) Erfinder/Anmelder (nur für US): ZIEMER, Peter
[DE/DE]; Rudolf-Gnädinger-Weg 7, 88069 Tettnang (DE).
(22) Internationales Anmeldedatum: 22. März 2005 (22.03.2005) (74) Gemeinsamer Vertreter: ZF FRIEDRICHSHAFEN
AG; 88038 Friedrichshafen (DE).
(25) Einreichungssprache: Deutsch (81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,
(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH,
CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI,
GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE,
KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD,
MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG,
(30) Angaben zur Priorität: 10 2004 014 082.0 23. März 2004 (23.03.2004) DE PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SY, TJ,
TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA,
(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme ZM, ZW.
von US): ZF FRIEDRICHSHAFEN AG [DE/DE]; 88038
Friedrichshafen (DE).

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: PLANETARY TRANSMISSION, ESPECIALLY DUAL-CLUTCH PLANETARY TRANSMISSION

(54) Bezeichnung: PLANETENGETRIEBE, INSBESONDERE DOPPELKUPPLUNGSGETRIEBE IN PLANETENBAUWEISE



(57) Abstract: The invention relates to a planetary transmission (1), especially a dual-clutch planetary transmission. Said planetary transmission comprises a plurality of planetary gear sets (P1 to P4), at least two frictionally engaged gear-shifting elements (K1, K2) for connecting various power trains to a power flux, and a plurality of form-fit gear-shifting elements (A, B1, B2, D, E1, E2, F) for adjusting various gear ratios in the power trains. The frictionally engaged gear-shifting elements (K1, K2) and the form-fit gear-shifting elements (A, B1, B2, D, E1, E2, F) are arranged between the shafts (S1, ST1, HR1, S2, ST2, HR2, S3, ST3, HR3, S4, ST4, HR4) of the planetary gear sets (P1 to P4), a housing (2) and a transmission input shaft (3) and a transmission output shaft (4) in such a manner that the gear ratio can be changed at least in a lower gear ratio range ("1" to "6") via the frictionally engaged gear-shifting elements (K1, K2) without an interruption of tractive force. At least one of the frictionally engaged gear-shifting elements (K1, K2) is configured as a clutch. A second planetary gear set (P2), a third planetary gear set (P3) and a fourth planetary gear set (P4) form a three-stage-5-shaft transmission or a reduced three-stage-five-shaft transmission, wherein the planetary gear sets are configured to have separate planetary gears (PR2 to PR4) or wherein two planetary gear sets are interlinked via double planetary gears without any intermediate stages.

(57) Zusammenfassung: Es wird ein Planetengetriebe (1), insbesondere ein Doppelkupplungsgetriebe in Planetenbauweise, mit mehreren Planetenradsätzen (P1 bis P4), mit wenigstens zwei reibschlüssigen Schaltelementen (K1, K2) zum Zuschalten verschiedener Leistungspfade in einen Kraftfluss und mit mehreren

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2005/093291 A1



(84) **Bestimmungsstaaten** (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

formschlüssigen Schaltelementen (A, B1, B2, D, E1, E2, F) zum Einstellen verschiedener Übersetzungsstufen in den Leistungspfad beschrieben. Die reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) und die formschlüssigen Schaltelemente (A, B1, B2, D, E1, E2, F) sind derart zwischen Wellen (S1, ST1, HRI, S2, ST2, HR2, S3, ST3, HR3, S4, ST4, HR4) der Planetenradsätze (P1 bis P4), einem Gehäuse (2) sowie einer Getriebeeingangswelle (3) und einer Getriebeausgangswelle (4) angeordnet, dass Gangstufenwechsel zumindest in einem unteren Gangstufenbereich ("1" bis "6") über die reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) zugkraftunterbrechungsfrei durchführbar sind. Wenigstens eines der reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) ist als Kupplung ausgeführt. Des Weiteren bilden ein zweiter Planetenradsatz (P2), ein dritter Planetenradsatz (P3) und einer vierter Planetenradsatz (P4) eine 3-Steg-5-Wellen-Getriebeeinrichtung bzw. eine reduzierte 3-Steg-5-Wellen-Getriebeeinrichtung, bei welchem die Planetenradsätze mit separaten Planetenrädern (PR2 bis PR4) ausgeführt sind oder bei welcher zwei Planetenradsätze über Doppelplanetenräder ohne Stufung miteinander verbunden sind.

Planetengetriebe, insbesondere
Doppelkupplungsgetriebe in Planetenbauweise

Die Erfindung betrifft ein Planetengetriebe, insbesondere ein Doppelkupplungsgetriebe in Planetenbauweise mit mehreren Planetenradsätzen, mit wenigstens zwei reibschlüssigen Schaltelementen und mit mehreren formschlüssigen Schaltelementen.

Aus der Praxis sind Stufenautomatgetriebe bekannt, welche unter anderem in Planetengetriebebauweise oder in Vorgelegebauweise ausgeführt sind. In Planetengetriebebauweise ausgeführte Stufenautomatgetriebe sind vorzugsweise mit einem hydrodynamischen Drehmomentwandler als Anfahrlelement sowie hauptsächlich mit reibschlüssigen Schaltelementen ausgebildet, so dass mit diesem Getriebetyp Schaltungen ohne Zugkraftunterbrechung durchführbar sind. Damit die im Antriebsstrang von der Antriebsmaschine in Richtung des Abtriebs zu führenden Drehmomente von den reibschlüssigen Schaltelementen übertragen werden können, müssen diese verhältnismäßig groß dimensioniert werden, wodurch jedoch nachteilhafterweise in den Schaltelementen auftretende Schleppverluste im Schlupfbetrieb oder im geöffneten Zustand der Schaltelemente groß sind. Da die reibschlüssigen Schaltelemente zudem meist auch hydraulisch betätigt werden, ist ein aufwändiges hydraulisches System mit einer hydraulischen Fördereinrichtung erforderlich, welches aufgrund einer Aufnahmeleistung der Fördereinrichtung und durch Leckageverluste zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrades des Getriebes beiträgt. Die Schleppverluste sind durch einen Ersatz der reibschlüssigen Schaltelemente durch formschlüssige Schaltelemente reduzierbar, wobei die Gangstufenwechsel dann nachteilhafterweise nicht ohne Zugkraftunterbrechung durchführbar sind.

Um auch mit in Vorgelegebauweise ausgeführten Stufenautomatgetrieben zugkraftunterbrechungsfreie Schaltungen durchführen zu können, werden diese beispielsweise als so genannte Doppelkupplungsgetriebe ausgeführt. Dieser Getriebetyp weist zwei reibschlüssige Schaltelemente auf, mittels welchen im Getriebe abwechselnd zwei Leistungsstränge in den Kraftfluss des Getriebes zugeschaltet oder aus dem Kraftfluss abgeschaltet werden. In den beiden Leistungssträngen sind über formschlüssige Schaltelemente Zahnradpaarungen mit verschiedenen Übersetzungen zu- bzw. abschaltbar, wobei die Übersetzungen der Leistungsstränge dann eingestellt bzw. verändert werden, wenn der betreffende Leistungsstrang gerade nicht in den Kraftfluss zugeschaltet ist und sich im lastfreien Zustand befindet. Im Bereich der verwendeten formschlüssigen Schaltelemente treten im Vergleich zu den reibschlüssigen Schaltelementen eines Planetengetriebes erheblich kleinere Schleppmomente auf, so dass hier weniger Verluste auftreten und ein Getriebegesamtwirkungsgrad in geringerem Umfang beeinträchtigt wird.

Die in Vorgelegebauweise ausgeführten Doppelkupplungsgetriebe sind im Vergleich zu Planetengetrieben jedoch nachteilhafterweise durch eine niedrigere Leistungsdichte gekennzeichnet, weshalb sie bei gleicher Gangstufenanzahl mehr Bauraum benötigen, der jedoch besonders bei Kraftfahrzeugen nur begrenzt zur Verfügung steht.

Des Weiteren liegt ein Verzahnungswirkungsgrad eines Vorgelegegetriebes in etwa auf dem niedrigen Niveau eines Handschaltgetriebes, was durch den an sich bekannten zweifachen Stirnradeingriff bedingt ist. Im Gegensatz hierzu weisen Planetengetriebe einen gangabhängigen Verzahnungswirkungsgrad auf, der in Abhängigkeit des jeweilig verwendeten Radsatzschemas besonders in den Hauptfahrgängen höher ist als bei einem in Koaxialbauweise ausgeführten Vorgelegegetriebe.

Aus der DE 31 31 138 A1 ist ein lastschaltbares Platenrad-Wechselgetriebe für Kraftfahrzeuge mit einer automatischen Getriebesteuerung und mit mehreren gekoppelten Planetenradsätzen sowie mit Schaltkupplungen und Schaltbremsen zur Bildung von Antriebssträngen mit unterschiedlichen Übersetzungen, in dem nur zwei Schaltkupplungen, die z. B. an der Antriebswelle angeordnet als Lastschaltkupplungen eingerichtet sind und das Antriebsmoment im Prinzip über zwei Antriebsstränge wahlweise übertragen, bekannt. Die übrigen Schaltkupplungen und –bremsen können immer dann geschaltet werden, wenn sie nicht an der Übertragung des Drehmoments beteiligt sind. Durch geeignete Auswahl und Anordnung der gekoppelten Planetenradsätze, Schaltkupplungen und –bremsen im Zusammenhang mit den zwei lastschaltbaren Kupplungen ergibt sich eine hohe Mehrfachnutzung der einzelnen Bauelemente sowie ein einfacher Aufbau bei geeigneten Übersetzungen und eine vergleichbare hohe Gangzahl.

Das aus der DE 31 31 138 A1 bekannte lastschaltbare Planetenrad-Wechselgetriebe weist jedoch den Nachteil auf, dass Planetenradsätze des Planetenradgetriebes über gestufte Doppelplanetenräder verbunden sind, die durch hohe Herstellkosten gekennzeichnet sind und zu dem im Betrieb eine Verkippung aufweisen, die eine Verringerung des Verzahnungswirkungsgrades der Planetenradsätze zur Folge hat.

Der vorliegenden Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, ein Planetengetriebe mit einem hohen Wirkungsgrad zur Verfügung zu stellen.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe mit einem Planetengetriebe mit den Merkmalen des Patentanspruches 1 oder mit den Merkmalen des Patentanspruches 2 gelöst.

Das erfindungsgemäße Planetengetriebe mit mehreren Planetenradsätzen, mit wenigstens zwei reibschlüssigen Schaltelementen zum Zuschalten verschiedener Leistungspfade in einen Kraftfluss und mit mehreren formschlüssigen Schaltelementen zum Einstellen verschiedener Übersetzungsstufen in den Leistungspfaden, bei welchem die reibschlüssigen Schaltelemente und die formschlüssigen Schaltelemente derart zwischen Wellen der Planetenradsätze, einem Gehäuse sowie einer Getriebeeingangswelle und einer Getriebeausgangswelle angeordnet sind, dass Gangstufenwechsel zumindest in einem unteren Gangstufenbereich über die reibschlüssigen Schaltelemente zugkraftunterbrechungsfrei durchführbar sind, und bei dem wenigstens eines der reibschlüssigen Schaltelemente als Kupplung ausgeführt ist, ist einfach und kostengünstig herstellbar.

Dies wird dadurch erreicht, dass ein zweiter Planetenradsatz, ein dritter Planetenradsatz und ein vierter Planetenradsatz eine 3-Steg-5-Wellen-Getriebeeinrichtung ausbilden und die Planetenradsätze der 3-Steg-5-Wellen-Getriebeeinrichtung mit separaten Planetenrädern ausgeführt sind, welche im Vergleich zu gestuften Doppelplanetenrädern einfacher und kostengünstiger herstellbar sind. Des Weiteren ist mit separaten Planetenrädern ein hoher Verzahnungswirkungsgrad mit einem wesentlich niedrigeren konstruktiven Aufwand als bei gestuften Doppelplanetenrädern erzielbar.

Bei einer alternativen erfindungsgemäßen Ausführungsform eines Planetengetriebes werden diese vorgenannten Vorteile dadurch erzielt, dass ein zweiter Planetenradsatz, ein dritter Planetenradsatz und ein vierter Planetenradsatz eine reduzierte 3-Steg-5-Wellen-Getriebeeinrichtung ausbilden, bei welcher zwei der vorgenannten Planetenradsätze über Doppelplanetenräder ohne Stufung miteinander verbunden sind.

Darüber hinaus sind mit dem erfindungsgemäßen Planetengetriebe mit den Merkmalen des Patentanspruches 1 bzw. mit den Merkmalen des Patentanspruches 2 vorteilhafterweise Schaltungen bzw. Gangstufenwechsel zumindest in einem unteren Gangstufenbereich bzw. einem Hauptfahrbereich zugkraftunterbrechungsfrei mit Getriebewirkungsgraden in den einzelnen Gangstufen durchführbar, die im Wesentlichen oberhalb eines Wirkungsgrades eines Vorgelegegetriebes liegen .

Dies wird dadurch erreicht, dass das Planetengetriebe gemäß Patentanspruch 1 bzw. gemäß Patentanspruch 2 mit mehreren Planetenradsätzen ausgeführt ist, die durch einen guten Verzahnungswirkungsgrad gekennzeichnet sind, und zudem in dem Planetengetriebe verschiedene Übersetzungsstufen bzw. Gangstufen durch Verbinden einzelner Wellen der Planetenradsätze über formschlüssige Schaltelemente eingestellt werden, die im Vergleich zu reibschlüssigen Schaltelementen durch geringere Schleppmomente gekennzeichnet sind.

Darüber hinaus sind zwei reibschlüssige Schaltelemente vorgesehen, mittels welchen verschiedene über die formschlüssigen Schaltelemente in dem Planetengetriebe generierbare Leistungspfade in den Kraftfluss zuschaltbar oder aus dem Kraftfluss abschaltbar sind, so dass die in einem aktuell nicht im Kraftfluss befindlichen Leistungspfad angeordneten formschlüssigen Schaltelemente lastfrei schaltbar sind und ein Wechsel von einem zugeschalteten Leistungspfad, der sich zur Darstellung der aktuellen Gangstufe im Kraftfluss des Planetengetriebes befindet, zu einem abgeschalteten Leistungspfad, in dem zur Darstellung einer neuen höheren oder niedrigeren Gangstufe verschiedene Wellen der Planetenradsätze über die formschlüssigen Schaltelemente miteinander verbunden sind oder vorzugsweise mit einem gehäusefesten Bauteil verbunden sind, im Sinne einer Überschneidungsschaltung zugkraftunterbrechungsfrei durchführbar ist.

Dazu sind die reibschlüssigen Schaltelemente und die formschlüssigen Schaltelemente bei dem Planetengetriebe gemäß Patentanspruch 1 bzw. gemäß Patentanspruch 2 derart angeordnet, dass verschiedene Übersetzungsstufen in dem Planetengetriebe jeweils in einem über ein reibschlüssiges Schaltelement lastfrei geschalteten Leistungspfad vor der Aufnahme in den Kraftfluss des jeweiligen Planetengetriebes einstellbar sind. Anschließend wird der Leistungspfad der neuen Gangstufe durch Schließen des geöffneten reibschlüssigen Schaltelementes in den Kraftfluss des Getriebes aufgenommen, während der sich aktuell im Kraftfluss befindliche Leistungspfad der abzuschaltenden Gangstufe durch Öffnen des geschlossenen reibschlüssigen Schaltelementes aus dem Kraftfluss geführt wird.

Daran anschließend ist der Leistungspfad der abgeschalteten Gangstufe lastfrei, wodurch nunmehr die Möglichkeit besteht, die Übersetzung des lastfreien Leistungspfades des jeweiligen Planetengetriebes durch geeignetes Schalten der formschlüssigen Schaltelemente zu verändern. Das bedeutet wiederum, dass ein zugkraftunterbrechungsfreies Schalten bzw. ein zugkraftunterbrechungsfreier Gangstufenwechsel in einem erfindungsgemäß ausgeführten Planetengetriebe durch wechselseitiges Zu- und Abschalten der beiden reibschlüssigen Schaltelemente in Verbindung mit einer Übersetzungsänderung unter lastfreien Bedingungen durchführbar ist.

Somit vereint ein erfindungsgemäßes Planetengetriebe die Vorteile eines herkömmlichen Planetengetriebes, d. h. eine hohe Leistungsdichte bei gleichzeitig günstigem Verzahnungswirkungsgrad, mit den Vorzügen eines in Vorgelegebauweise ausgeführten Doppelkupplungsgetriebes, bei welchem Schaltungen zugkraftunterbrechungsfrei mit niedrigen Schleppmomenten im Bereich der Schaltelemente durchführbar sind.

Vorteilhafte Weiterbildungen des Gegenstandes nach der Erfindung ergeben sich aus den Patentansprüchen und den unter Bezugnahme auf die Zeichnung prinzipmäßig beschriebenen Ausführungsbeispielen, wobei in der Beschreibung der verschiedenen Ausführungsbeispiele der Übersichtlichkeit halber für bau- und funktionsgleiche Bauteile dieselben Bezugszeichen verwendet werden.

Es zeigt:

- Fig. 1 ein Räderschema eines erfindungsgemäß ausgebildeten Planetengetriebes;
- Fig. 2a ein Schaltschema der Schaltelemente des Räderschemas gemäß Fig. 1, welches als 6-Gang-Getriebe betrieben wird;
- Fig. 2b ein Schaltschema der Schaltelemente des Räderschemas gemäß Fig. 1, welches als 7-Gang-Getriebe betrieben wird;
- Fig. 2c ein Schaltschema der Schaltelemente des Räderschemas gemäß Fig. 1, welches als 8-Gang-Getriebe betrieben wird;
- Fig. 3 ein Räderschema eines weiteren Ausführungsbeispiels des Planetengetriebes nach der Erfindung;
- Fig. 4a ein Schaltschema der Schaltelemente des Räderschemas gemäß Fig. 3, welches als 6-Gang-Getriebe betrieben wird;
- Fig. 4b ein Schaltschema der Schaltelemente des Räderschemas gemäß Fig. 3, wobei das Planetengetriebe als 7-Gang-Getriebe betrieben wird;

- Fig. 4c ein Schaltschema der Schaltelemente des Räderschemas gemäß Fig. 3, wobei das Planetengetriebe als 8-Gang-Getriebe betrieben wird;
- Fig. 5 eine vergrößerte Einzeldarstellung des in Fig. 1 und Fig. 3 näher gekennzeichneten Bereiches X;
- Fig. 5a eine von in Fig. 1 und Fig. 3 abweichende Anordnung der beiden reibschlüssigen Schaltelemente;
- Fig. 5b eine weitere Anordnungsmöglichkeit der beiden reibschlüssigen Schaltelemente der Planetengetriebe 1 gemäß Fig. 1 und Fig. 3, wobei eines der reibschlüssigen Schaltelemente als reibschlüssige Bremse ausgeführt ist; und
- Fig. 6 eine vergrößerte Einzeldarstellung des in Fig. 1 und Fig. 3 näher bezeichneten Bereiches Y.

In Fig. 1 ist ein Räderschema eines Planetengetriebes 1 bzw. eines Doppelkupplungsgetriebes in Planetenbauweise mit vier Planetenradsätzen P1 bis P4, zwei reibschlüssigen Schaltelementen K1, K2 und mit mehreren formschlüssigen Schaltelementen A, B1, B2, D, E1, E2 und F dargestellt, die vorliegend als herkömmliche Synchronisierungen ausgeführt sind. Selbstverständlich können die Schaltelemente A bis F auch als nicht synchronisierte formschlüssige Schaltelemente ausgeführt sein.

Die reibschlüssigen Schaltelemente K1 und K2 sind zum Zuschalten verschiedener Leistungspfade in einen Kraftfluss des Planetengetriebes 1 vorgesehen. Die formschlüssigen Schaltelemente A bis F sind zum Einstellen verschiedener Übersetzungsstufen in den Leistungspfaden des Planetenge-

triebes 1 vorgesehen. Des Weiteren sind die reibschlüssigen Schaltelemente K1 und K2 sowie die formschlüssigen Schaltelemente A bis F derart zwischen den Wellen der Planetenradsätze P1 bis P4, einem Gehäuse bzw. gehäusefesten Bauteilen 2 des Planetengetriebes 1 sowie einer Getriebeeingangswelle 3 und einer Getriebeausgangswelle 4 angeordnet, dass Gangstufenwechsel über die reibschlüssigen Schaltelemente K1 und K2 zugkraftunterbrechungsfrei durchführbar sind.

Der erste Planetenradsatz P1 ist vorliegend als ein einfacher Planetenradsatz ausgeführt, der einen Vorschaltstradsatz ausbildet. Des Weiteren bilden der zweite Planetenradsatz P2, der dritte Planetenradsatz P3 und der vierte Planetenradsatz P4 zusammen einen Hauptradsatz, der als ein 3-Steg-5-Wellen-Getriebe ausgeführt ist. Dabei ist ein Hohlrad HR2 des zweiten Planetenradsatzes P2 mit einem Hohlrad HR3 des dritten Planetenradsatzes P3 verbunden. Zusätzlich ist ein Steg ST2 des zweiten Planetenradsatzes P2 mit dem Steg ST3 des dritten Planetenradsatzes P3 verbunden.

Das Hohlrad HR3 des dritten Planetenradsatzes P3 ist mit einem Steg ST4 des vierten Planetenradsatzes P4 verbunden, der wiederum mit der Getriebeausgangswelle 4 des Planetengetriebes 1 drehfest verbunden ist. Des Weiteren ist ein Sonnenrad S3 des dritten Planetenradsatzes P3 mit einem Sonnenrad S4 des vierten Planetenradsatzes verbunden.

Ein Sonnenrad S1 des ersten Planetenradsatzes P1 ist vorliegend mit dem gehäusefesten Bauteil 2 verbunden und somit nicht drehbar im Gehäuse des Planetengetriebes 1 angeordnet. Ein Steg ST1 des ersten Planetenradsatzes P1 ist über das zweite reibschlüssige Schaltelement K2 mit der Getriebeeingangswelle 3 verbindbar, während ein Hohlrad HR1 des ersten Planetenradsatzes P1 über das formschlüssige Schaltelement B2 mit dem Sonnenrad S2 des zweiten Planetenradsatzes P2 oder über das formschlüssige

Schaltelement E2 mit dem Steg ST2 des zweiten Planetenradsatzes P2 verbindbar ist. Zwischen den Sonnenrädern S1 bis S4 und den Hohlrädern HR1 bis HR4 der vier Planetenradsätze P1 bis P4 wälzen jeweils Planetenräder PR1 bis PR4 in an sich bekannter Art und Weise ab.

Die reibschlüssigen Schaltelemente K1 und K2 sind vorliegend im Bereich des Getriebeeingangs des Planetengetriebes 1 angeordnet und als reibschlüssige Lamellenkupplungen ausgeführt, wobei es selbstverständlich im Ermessen des Fachmannes liegt, die reibschlüssigen Schaltelemente K1 und K2 als nass- oder trockenlaufende Kupplungen auszuführen.

Die formschlüssigen Schaltelemente A bis F sind in axialer Erstreckung des Planetengetriebes 1 zwischen dem ersten Planetenradsatz P1 und dem zweiten Planetenradsatz P2 angeordnet und vorzugsweise als an sich bekannte Synchronisierungen ausgeführt, so dass eventuell vorliegende Differenzdrehzahlen zwischen zwei über ein formschlüssiges Schaltelement zu verbindenden Bauteilen des Planetengetriebes 1 auf einfache Art und Weise ausgleichbar sind.

Das Hohlrad HR4 des vierten Planetenradsatzes P4 ist über das formschlüssige Schaltelement A mit dem gehäusefesten Bauteil 2 verbindbar und der Steg ST2 des zweiten Planetenradsatzes P2 ist über das formschlüssige Schaltelement D ebenfalls mit dem gehäusefesten Bauteil 2 verbindbar.

Das Sonnenrad S2 des zweiten Planetenradsatzes P2 ist über das formschlüssige Schaltelement B2 mit dem Hohlrad HR1 des ersten Planetenradsatzes P1 verbindbar, wobei das Sonnenrad S2 des zweiten Planetenradsatzes P2 zusätzlich mit dem Steg ST3 des dritten Planetenradsatzes P3 verbindbar ist, wenn zusätzlich zum formschlüssigen Schaltelement B2 auch das formschlüssige Schaltelement E2 geschlossen ist.

Das Sonnenrad S3 des dritten Planetenradsatzes P3 ist mit der Getriebeeingangswelle 3 verbunden, wenn sowohl das formschlüssige Schaltelement B1 als auch das erste reibschlüssige Schaltelement K1 geschlossen ist. Sind das erste reibschlüssige Schaltelement K1 und das formschlüssige Schaltelement F geschlossen, ist die Getriebeeingangswelle 3 mit der Getriebeausgangswelle 4 verbunden.

Der Steg ST1 des ersten Planetenradsatzes P1 steht mit dem Sonnenrad S3 des dritten Planetenradsatzes P3 in Wirkverbindung, wenn die formschlüssigen Schaltelemente B1 und E2 und die beiden reibschlüssigen Schaltelemente K1 und K2 geschlossen sind.

Zwischen dem Sonnenrad S2 des zweiten Planetenradsatzes P2 und dem formschlüssigen Schaltelement B2 ist in Fig. 1 ein strichliert ausgeführter Bereich Y dargestellt, welcher ein in Fig. 6 näher dargestelltes weiteres formschlüssiges Schaltelement C des Planetengetriebes repräsentiert, das optional in das Planetengetriebe 1 integriert sein kann. Das zusätzliche formschlüssige Schaltelement C ist zur Darstellung einer achten Vorwärtsgangstufe vorgesehen, wobei ohne das Schaltelement C mit dem in Fig. 1 dargestellten Planetengetriebe 1 sechs oder sieben Vorwärtsgangstufen und zwei Rückwärtsgangstufen darstellbar sind. Die in Fig. 2a bis Fig. 2c näher gezeigten Schaltschemata geben jeweils den Zusammenhang zwischen den einzelnen Übersetzungsstufen des Planetengetriebes 1 und den Schaltelementen A bis F wieder.

Die Schaltschemata der Fig. 2a bis Fig. 2c sind in Form einer Tabelle wiedergegeben, in deren Kopfspalte die einzelnen Gangstufen "1", "2", "3", "4", "5", "6", "7", "8", "R1" und "R2" aufgeführt sind. Des Weiteren sind in der Kopfzeile der Schaltschemata die einzelnen Schaltelemente K1, K2, B1, B2, E1, E2, F, A, D und C, ein Verzahnungswirkungsgrad η des Planetengetriebes 1, eine Gesamtübersetzung i_{ges} des Planetengetriebes 1 bei der jeweilig

eingestellten Gangstufe sowie ein Stufensprung ϕ , der jeweils aus einem Quotient aus den Werten zweier aufeinander folgender Gesamtübersetzungen i_{ges} gebildet ist, aufgeführt.

Diejenigen Schaltelemente des Planetengetriebes 1, welche zur Einstellung einer Gangstufe geschlossen sind, sind in den Schaltschemata durch einen schwarzen Punkt gekennzeichnet, wobei die Zellen der Schaltschemata, welche keinen Punkt aufweisen, die Schaltelemente kennzeichnen, die jeweils geöffnet sind.

Aus dem Schaltschema gemäß Fig. 2a geht in Verbindung mit dem in Fig. 1 dargestellten Räderschema des Planetengetriebes 1 beispielsweise hervor, dass zur Einstellung der ersten Gangstufe "1" bzw. der ersten Gesamtübersetzung i_{ges} des Planetengetriebes 1 die Schaltelemente K1, B1 und A geschlossen bzw. zugeschaltet sind. In diesem Betriebszustand des Planetengetriebes 1 wird ein über die Getriebeeingangswelle 3 in das Planetengetriebe 1 eingeleitetes Antriebsmoment einer Antriebsmaschine eines Fahrzeuges über das Sonnenrad S4, die Planetenräder PR4 und das Hohlrad HR4 des vierten Planetenradsatzes P3 auf den Steg ST4 des vierten Planetenradsatzes P4 und von dort auf die Getriebeausgangswelle 4 weiter geleitet. In diesem Schaltzustand des Planetengetriebes 1 wird das Antriebsmoment der Getriebeeingangswelle 3 über einen über das erste reibschlüssige Schaltelement K1 zugeschalteten Leistungszweig des Planetengetriebes durch das Planetengetriebe 1 in Richtung des Abtriebs des Fahrzeuges geführt. Die in der ersten Gangstufe "1" eingestellte Gesamtübersetzung i_{ges} des Planetengetriebes 1 weist den Wert 4,2 auf und das Planetengetriebe 1 wird mit einem Verzahnungswirkungsgrad η von 0,985 betrieben.

Zur Darstellung der zweiten Gangstufe "2" sind die beiden formschlüssigen Schaltelemente B2 und A sowie das zweite reibschlüssige Schaltele-

ment K2 geschlossen, wobei ein Verzahnungswirkungsgrad η_a des Planetengetriebes den Wert 0,961 annimmt und die Gesamtübersetzung i_{ges} 2,596 beträgt. Damit ergibt sich zwischen der ersten Gangstufe 1 und der zweiten Gangstufe 2 des Planetengetriebes 1 ein Stufensprung ϕ von 1,62.

Die Hochschaltung ausgehend von der ersten Gangstufe "1" in die zweite Gangstufe "2" des Planetengetriebes 1 ist mit dem in Fig. 1 dargestellten Planetengetriebe 1 ohne Zugkraftunterbrechung durchführbar, da bei einer entsprechenden Schaltanforderung zunächst das lastfreie formschlüssige Schaltelement B2 bei geöffnetem zweiten reibschlüssigen Schaltelement K2 geschlossen wird. Anschließend wird das zweite reibschlüssige Schaltelement K2 vorzugsweise entsprechend einer an sich bekannten Überschneidungsschaltung über eine Schlupfphase geschlossen, während gleichzeitig das erste reibschlüssige Schaltelement K1 in entsprechender Art und Weise geöffnet wird. Dabei werden die Übertragungsfähigkeiten der beiden reibschlüssigen Schaltelementen K1 und K2 derart von einem nicht näher dargestellten Steuergerät des Planetengetriebes 1 eingestellt, dass der Gangstufenwechsel zugkraftunterbrechungsfrei und mit hohem Fahrkomfort durchgeführt wird.

Nach Beendigung des Gangstufenwechsels bzw. der Hochschaltung wird das Antriebsmoment der Getriebeeingangswelle 3 über den nunmehr über das zweite reibschlüssige Schaltelement K2 in den Kraftfluss des Planetengetriebes 1 zugeschalteten Leistungspfad des Planetengetriebes 1 in Richtung der Getriebeausgangswelle 4 geführt. Das aufgrund des geöffneten ersten reibschlüssigen Schaltelementes K1 lastfrei geschaltete formschlüssige Schaltelement B1 ist auf einfache Art und Weise offenbar, so dass über das formschlüssige Schaltelement B1 kein Drehmoment mehr übertragbar ist.

Liegt eine weitere Schaltanforderung für eine Hochschaltung von der zweiten Gangstufe "2" in die dritte Gangstufe "3" des Planetengetriebes 1 vor,

wird das bei geöffnetem ersten reibschlüssigen Schaltelement K1 sich in lastfreiem Zustand befindliche formschlüssige Schaltelement E1 geschlossen. Anschließend wird in der vorbeschriebenen Art und Weise die Übertragungsfähigkeit des ersten reibschlüssigen Schaltelementes K1 angehoben und die Übertragungsfähigkeit des zweiten reibschlüssigen Schaltelementes K2 reduziert, so dass der von dem zweiten reibschlüssigen Schaltelement K2 zugeschaltete Leistungspfad des Planetengetriebes 1 abgeschaltet wird und der nunmehr über das formschlüssige Schaltelement E1 und das formschlüssige Schaltelement A generierte neue Leistungspfad durch das erste reibschlüssige Schaltelement K1 in den Kraftfluss des Planetengetriebes 1 aufgenommen wird. Anschließend ist das bei geöffnetem zweiten reibschlüssigen Schaltelement K2 lastfrei geschaltete formschlüssige Schaltelement B2 auf einfache Art und Weise öffnbar.

Die weiteren Gangstufen "4", "5" und "6" des Planetengetriebes 1 sind in derselben Art und Weise durch wechselseitiges Zu- und Abschalten der beiden reibschlüssigen Schaltelemente K1 und K2 zugkraftunterbrechungsfrei einstellbar, wobei die zur Darstellung der Gangstufen "4", "5" und "6" benötigten formschlüssigen Schaltelemente vor dem Zuschalten des jeweiligen Leistungspfad geschlossen werden und nach dem Abschalten der abzuschaltenden Gangstufe in lastfreiem Zustand geöffnet werden. Darüber hinaus sind auch alle Rückschaltungen zwischen den Gangstufen "1" bis "6" mit der vorbeschriebenen Vorgehensweise zugkraftunterbrechungsfrei durchführbar.

Die in den Fig. 2a bis Fig. 2c aufgeführten Gesamtübersetzungen i_{ges} werden mit den Planetenradsätzen P1 bis P4 erreicht, die definierte Standübersetzungen aufweisen. Dabei weist der ersten Planetenradsatz P1 eine Standübersetzung i_{0_P1} von -3,00 auf. Der zweite Planetenradsatz P2 ist mit einer Standübersetzung i_{0_P2} von -2,20 ausgeführt, während die Standüber-

setzungen i_{0_P3} und i_{0_P4} des dritten bzw. des vierten Planetenradsatzes P3 bzw. P4 -3,16 bzw. -3,2 betragen.

Das in Fig. 2b dargestellte Schaltschema weist im Vergleich zu dem in Fig. 2a dargestellten Schaltschema eine weitere siebte Vorwärtsgangstufe "7" auf. Zur Darstellung der siebten Gangstufe "7" werden die beiden reibschlüssigen Schaltelemente K1 und K2 sowie die formschlüssigen Schaltelemente B1 und E2 geschlossen. Das bedeutet, dass sowohl die Hochschaltung ausgehend von der sechsten Gangstufe "6" in die siebte Gangstufe "7" sowie die Rückschaltung aus der siebten Gangstufe "7" in die sechste Gangstufe "6" nur mit einer Zugkraftunterbrechung durchführbar sind, um jeweils zwischen den beiden formschlüssigen Schaltelementen B1 und B2 umschalten zu können. Die Schaltungen zwischen den Gangstufen "1" bis "6", welche einen unteren Gangbereich eines Hauptfahrbereichs bilden, sind nach wie vor zugkraftunterbrechungsfrei durchführbar.

Das Schaltschema gemäß Fig. 2c weist im Vergleich zum Schaltschema gemäß Fig. 2b eine weitere Vorwärtsgangstufe "8" auf, die mit dem vorgenannten formschlüssigen Schaltelement C realisiert wird.

In Abhängigkeit der jeweils ausgewählten Ausführungsform des Planetengetriebes 1 bzw. der ausgewählten Betriebsweise des Planetengetriebes 1 weist dieses als 6-Gang-Getriebe eine Gesamtspreizung von 5,6, als 7-Gang-Getriebe eine Gesamtspreizung von 6,04 und als 8-Gang-Getriebe eine Gesamtspreizung von 8,15 auf.

In Fig. 3 ist ein weiteres Räderschema des Planetengetriebes 1 dargestellt, das sich von dem in Fig. 1 dargestellten Räderschema des Planetengetriebes 1 lediglich im Bereich des Hauptradsatzes unterscheidet. Der von dem zweiten Planetenradsatz P2, dem dritten Planetenradsatz P3 und dem vierten

Planetenradsatz P4 gebildete Hauptradsatz gemäß Fig. 3 ist als ein zusammengesetztes und reduziertes 3-Steg-5-Wellen-Getriebe ausgeführt, bei dem die Hohlräder, die Planetenräder und die Stege des zweiten und des dritten Planetenradsatzes P2 und P3 verbunden sind, so dass der zweite und der dritte Planetenradsatz P2 und P3 einen Planetenradsatz P23 ausbilden. Die Planetenräder PR2 und PR3 der Planetenradsätze P2 und P3 sind vorliegend als lange und nicht gestufte Planetenräder PR23 ausgeführt, so dass der Bauaufwand im Vergleich zu zwei getrennt ausgeführten Stegeinheiten nur um ein weiteres Sonnenrad erhöht ist. Des Weiteren bilden die Hohlräder HR2 und HR3 sowie die Stege ST2 und ST3 des zweiten und dritten Planetenradsatzes P2 und P3 jeweils eine integrale Einheit, die in Fig. 3 unter den Bezugszeichen HR23 und ST23 näher dargestellt sind.

In Fig. 4a bis Fig. 4c sind drei mit dem in Fig. 3 als Räderschema dargestellten Planetengetriebe 1 korrespondierende Schaltschemata dargestellt, deren Aufbau den Schaltschemata gemäß Fig. 2a bis Fig. 2c entspricht, wobei die Standübersetzungen i_{0_P1} bis i_{0_P4} der Planetenradsätze P1 bis P4 -2,50, -2,00, -2,00 bzw. -2,88 betragen.

Die Gangsprünge ϕ zwischen den ersten sechs Vorwärtsgangstufen "1" bis "6" des Planetengetriebes gemäß Fig. 3 stellen eine geometrische Reihe dar und die Gesamtübersetzungen i_{ges} der Vorwärtsgangstufen "1" bis "6", "1" bis "7" oder "1" bis "8" des Planetengetriebes gemäß Fig. 3 sind kleiner als die Gesamtübersetzungen i_{ges} des Planetengetriebes gemäß Fig. 1, wobei die Schaltungen zwischen den Gangstufen "1" bis "6" des Planetengetriebes 1 gemäß Fig. 3 in derselben Art und Weise zugkraftunterbrechungsfrei durchführbar sind, wie bei dem Planetengetriebe 1 gemäß Fig. 1.

Sowohl die Ausführung des Planetengetriebes 1 gemäß Fig. 1 als auch das Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 3 kann ohne das formschlüssige Schalt-

element F ausgebildet werden, wobei Schaltungen zwischen der vierten Gangstufe "4" und der fünften Gangstufe "5" jeweils nur mit Zugkraftunterbrechung durchgeführt werden können.

In Fig. 5 ist ein in Fig. 1 und Fig. 3 näher bezeichneter Bereich X in Al-einstellung dargestellt, wobei die als Synchronisierungen ausgeführten formschlüssigen Schaltelemente F, B1 und E1 näher gezeigt sind. Die Schaltelemente F, B1 und E1 weisen grundsätzlich einen Aufbau herkömmlicher Synchronisierungen auf. So ist eine mit der Getriebeausgangswelle 4 in Verbindung stehende Kupplungshälfte F1 des Schaltelementes F über einen in axialer Richtung verschiebbaren Synchronring 5, der mit einem Gegenkonus 6 und einer Sperrverzahnung 7 ausgeführt ist, mit einer Kupplungshälfte K11 des ersten reibschlüssigen Schaltelementes K1 verbindbar.

Dazu wird der Synchronring 5 über eine Schaltmuffe 8, welche durch eine zwischen dem Hohlrad HR1 des ersten Planetenradsatzes P1 und dem Hauptradsatz des Planetengetriebes 1 verlaufende Verbindungswelle 9 geführt ist, zunächst gegen einen Gegenkonus 10 des Schaltelementes F gedrückt, womit eine Differenzdrehzahl zwischen dem Synchronring 5 und der Kupplungshälfte F1 des Schaltelementes F reibschlüssig ausgeglichen wird. Mit zunehmendem Verstellweg des Synchronringes 5 in Richtung der Kupplungshälfte F1 des Schaltelementes F wird die Differenzdrehzahl egalisiert und die Sperrverzahnung 7 des Synchronringes 5 mit einer weiteren Sperrverzahnung 11 der Kupplungshälfte F1 des Schaltelementes F in Eingriff gebracht, so dass zwischen dem Synchronring 5 und der Kupplungshälfte F1 des Schaltelementes F eine drehfeste Verbindung vorliegt.

Der Synchronring 5 ist jeweils über eine Verzahnung 12A, 12B mit der Kupplungshälfte K11 des ersten reibschlüssigen Schaltelementes K1 und einem weiteren Synchronring 13, der den beiden formschlüssigen Schaltelemen-

ten B1 und E1 zugeordnet ist, drehfest verbunden. Der weitere Synchronring 13 ist über eine weitere Schalmuffe 14 in axialer Richtung zwischen den beiden formschlüssigen Schaltelementen B1 und E1 derart verschiebbar angeordnet, dass die Kupplungshälfte K11 des ersten reibschlüssigen Schaltelementes K1 entweder mit den Sonnenrädern S3 und S4 des dritten bzw. des vierten Planetenradsatzes P3 bzw. P4 oder mit dem Steg ST2 bzw. ST3 des zweiten bzw. des dritten Planetenradsatzes P2 bzw. P3 verbindbar ist.

Dabei sind die Verbindungen zwischen dem weiteren Synchronring 13 und den Schaltelementen B1 und E1 in der gleichen Art und Weise über Gegenkonusflächen 15A und 15B sowie 16A und 16B und Sperrverzahnungen 17 und 18A und 18B herstellbar. Die Schalmuffen 8 und 14, die von außen nach innen durch die Verbindungswelle 9 in die Synchronringe 5 und 13 eingreifen, sind in lastfreiem Zustand der beiden Synchronringe 5 und 13 zum Zu- bzw. Abschalten der formschlüssigen Schaltelemente F, B1 und E1 in axialer Erstreckung des Planetengetriebes verschiebbar.

In Fig. 5a ist eine weitere Möglichkeit der Anordnung der beiden reibschlüssigen Schaltelemente K1 und K2 dargestellt, wobei das zweite reibschlüssige Schaltelement K2 zwischen dem Hohlrad HR1 des ersten Planetenradsatzes P1 und der Verbindungswelle 9 angeordnet ist. In der in Fig. 5a dargestellten Position ist mit dem zweiten reibschlüssigen Schaltelement K2 die gleiche vorbeschriebene Funktionalität des Planetengetriebes darstellbar wie mit dem in Fig. 1 und Fig. 3 dargestellten Planetengetriebe.

In Fig. 5b ist das zweite reibschlüssige Schaltelement K2 als Bremse ausgeführt, mittels welcher das Sonnenrad S1 des ersten Planetenradsatzes mit einem gehäusefesten Bauteil 2 des Planetengetriebes 1 in Wirkverbindung bringbar ist, wobei bei dieser Ausführungsform des Planetengetriebes 1 ebenfalls durch eine wechselseitige Ansteuerung der beiden reibschlüssigen Schalt-

elemente K1 und K2 die Schaltungen zwischen den Gangstufen "1" bis "6" zugkraftunterbrechungsfrei durchführbar sind.

Bezug nehmend auf Fig. 6 ist der in Fig. 1 und Fig. 3 lediglich stark schematisiert dargestellte Bereich Y, in welchem das optionale formschlüssige Schaltelement C angeordnet ist, in Alleinstellung gezeigt. Über das formschlüssige Schaltelement C ist das Sonnenrad S2 des zweiten Planetenradsatzes P2 gegen das gehäusefeste Bauteil 2 bzw. gegen das Gehäuse des Planetengetriebes 1 abbremsbar bzw. mit diesem drehfest verbindbar, wobei bei geschlossenem Schaltelement C in dem Planetengetriebe 1 gemäß Fig. 1 und auch in dem Planetengetriebe 1 gemäß Fig. 3 jeweils die achte Vorwärtsgangstufe "8" bei gleichzeitig geschlossenen Schaltelementen E2 und K2 darstellbar ist.

Bei allen in der Zeichnung dargestellten und in der Beschreibung näher erläuterten Ausführungsbeispielen des erfindungsgemäßen Planetengetriebes besteht durch eine geeignete Ansteuerung, vorzugsweise eine mechanische Ansteuerung, der formschlüssigen Schaltelemente die Möglichkeit, im Planetengetriebe eine derartige Überbestimmung zu erzeugen, dass die Getriebeabtriebswelle 4 arretiert ist und ein Abtrieb eines Fahrzeuges im Bereich des Planetengetriebes 1 drehfest gehalten wird. Dies wird beispielsweise dadurch erreicht, dass der Hauptradsatz durch gleichzeitiges Schließen mehrerer formschlüssiger Schaltelemente verblockt ist und sich im Gehäuse des Getriebes oder gegen das gehäusefeste Bauteil des Planetengetriebes abstützen kann. Mit dieser Vorgehensweise kann vorteilhafterweise auf eine herkömmliche Parksperrereinrichtung, wie sie in mit Automatgetrieben ausgeführten Fahrzeugen vorgesehen ist, verzichtet werden.

Bezugszeichen

1	Planetengetriebe
2	Gehäusefestes Bauteil, Gehäuse
3	Getriebeeingangswelle
4	Getriebeausgangswelle
5	Synchronring des Schaltelementes F
6	Gegenkonus
7	Sperrverzahnung des Synchronringes
8	Schaltmuffe
9	Verbindungswelle
10	Gegenkonus des Schaltelementes F
11	Sperrverzahnung des Schaltelementes F
12A,B	Verzahnung
13	weiterer Synchronring
14	weitere Schaltmuffe
15A,B	Gegenkonusflächen
16A,B	Gegenkonusflächen
17	Sperrverzahnung
18A,B	Sperrverzahnungen

A, B1, B2, C, D, E1, E2, F	formschlüssiges Schaltelement
eta	Verzahnungswirkungsgrad
F1	Kupplungshälfte des Schaltelementes F
HR1, HR2, HR3, HR4, HR23	Hohlrad
i_ges	Gesamtübersetzung
K11	Kupplungshälfte des ersten reibschlüssigen Schaltelementes
phi	Gangsprung
K1, K2	reibschlüssiges Schaltelement
P1, P2, P3, P4, P23	Planetenradsatz
PR1, PR2, PR3, PR4, PR23	Planetenrad
"R", "R1", "R2"	Rückwärtsgang
S1, S2, S3, S4	Sonnenrad
ST1, ST2, ST3, ST4	Steg
"1" bis "8"	Gangstufe

Patentansprüche

1. Planetengetriebe (1), insbesondere Doppelkupplungsgetriebe in Planetenbauweise, mit mehreren Planetenradsätzen (P1, P2, P3, P4), mit wenigstens zwei reibschlüssigen Schaltelementen (K1, K2) zum Zuschalten verschiedener Leistungspfade in einen Kraftfluss und mit mehreren formschlüssigen Schaltelementen (A bis F) zum Einstellen verschiedener Übersetzungsstufen in den Leistungspfaden, wobei die reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) und die formschlüssigen Schaltelemente (A bis F) derart zwischen Wellen (S1 bis S4, ST1 bis ST4, HR1 bis HR4) der Planetenradsätze (P1 bis P4), einem Gehäuse (2) sowie einer Getriebeeingangswelle (3) und einer Getriebeausgangswelle (4) angeordnet sind, dass Gangstufenwechsel zumindest in einem unteren Gangstufenbereich ("1" bis "6") über die reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) zugkraftunterbrechungsfrei durchführbar sind, und wobei wenigstens eines der reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) als Kupplung ausgeführt ist, dadurch gekennzeichnet, dass der zweite Planetenradsatz (P2), ein dritter Planetenradsatz (P3) und ein vierter Planetenradsatz (P4) eine 3-Steg-5-Wellen-Getriebeeinrichtung ausbilden, die mit separaten Planetenrädern (PR2 bis PR4) ausgeführt sind.

2. Planetengetriebe (1), insbesondere Doppelkupplungsgetriebe in Planetenbauweise, mit mehreren Planetenradsätzen (P1, P2, P3, P4), mit wenigstens zwei reibschlüssigen Schaltelementen (K1, K2) zum Zuschalten verschiedener Leistungspfade in einen Kraftfluss und mit mehreren formschlüssigen Schaltelementen (A bis F) zum Einstellen verschiedener Übersetzungsstufen in den Leistungspfaden, wobei die reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) und die formschlüssigen Schaltelemente (A bis F) derart zwischen Wellen (S1 bis S4, ST1 bis ST4, HR1 bis HR4) der Planetenradsätze (P1 bis P4), einem Gehäuse (2) sowie einer Getriebeeingangswelle (3) und einer Getriebeaus-

gangswelle (4) angeordnet sind, dass Gangstufenwechsel zumindest in einem unteren Gangstufenbereich ("1" bis "6") über die reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) zugkraftunterbrechungsfrei durchführbar sind, und wobei wenigstens eines der reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) als Kupplung ausgeführt ist, dadurch gekennzeichnet, dass ein zweiter Planetenradsatz (P2), ein dritter Planetenradsatz (P3) und ein vierter Planetenradsatz (P4) eine reduzierte 3-Steg-5-Wellen-Getriebeeinrichtung ausbilden, bei welcher zwei Planetenradsätze (P2, P3) über Doppelplanetenräder (P23) ohne Stufung miteinander verbunden sind.

3. Planetengetriebe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens eines der reibschlüssigen Schaltelemente (K2) als Bremse ausgebildet ist.

4. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) nass- oder trockenlaufend ausgeführt sind.

5. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die formschlüssigen Schaltelemente (A bis F) als synchronisierte Schaltelemente ausgeführt sind.

6. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) im Bereich des Getriebeeingangs und die formschlüssigen Schaltelemente (B1, B2, C, D, E1, E2, F) zwischen den reibschlüssigen Schaltelementen (K1, K2) und der Getriebeausgangswelle (4) angeordnet sind.

7. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass ein erster Planetenradsatz (P1) als einfacher Planetenradsatz ausgebildet ist.

8. Planetengetriebe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass eine der Wellen (ST1) des ersten Planetenradsatzes (P1) über das zweite reibschlüssige Schaltelement (K2) mit der Getriebeeingangswelle (3) verbindbar ist.

9. Planetengetriebe nach Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, dass eine der Wellen (ST1) des ersten Planetenradsatzes (P1) mit der Getriebeeingangswelle (3) verbunden ist und eine weitere Welle (S1) des ersten Planetenradsatzes (P1) über das zweite reibschlüssige Schaltelement (K2) gegen ein gehäusefestes Bauteil (2) abbremsbar ist.

10. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, dass eine der Wellen (ST1) des ersten Planetenradsatzes (P1) mit der Getriebeeingangswelle (3) verbunden ist und eine weitere Welle (HR1) des ersten Planetenradsatzes (P1) über das zweite reibschlüssige Schaltelement (K2) mit einer Welle (S2) eines zweiten Planetenradsatzes (P2) in Wirkverbindung bringbar ist.

11. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass der Steg (ST2) eines zweiten Planetenradsatzes (P2) mit dem Steg (ST3) eines dritten Planetenradsatzes (P3) und das Hohlrad (HR2) des zweiten Planetenradsatzes (P2) mit dem Hohlrad (HR3) des dritten Planetenradsatzes (P3) verbunden ist.

12. Planetengetriebe nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass das Hohlrad (HR3) des dritten Planetenradsatzes (P3) mit dem Steg (ST4) des vierten Planetenradsatzes (P4) verbunden ist.

13. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 11 oder 12, dadurch gekennzeichnet, dass das Sonnenrad (S3) des dritten Planetenradsatzes (P3) und das Sonnenrad (S4) des vierten Planetenradsatzes (P4) miteinander verbunden sind.

14. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 11 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass das Hohlrad (HR4) des vierten Planetenradsatzes (P4) über ein formschlüssiges Schaltelement (A) mit einem gehäusefesten Bauteil (2) verbindbar ist.

15. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 11 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass der Steg (ST4) des vierten Planetenradsatzes (P4) mit der Getriebeausgangswelle (4) verbunden ist.

16. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 11 bis 15, dadurch gekennzeichnet, dass der Steg (ST2) des zweiten Planetenradsatzes (P2) über ein formschlüssiges Schaltelement (D) mit einem gehäusefesten Bauteil verbindbar ist.

17. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 11 bis 16, dadurch gekennzeichnet, dass das Sonnenrad (S2) des zweiten Planetenradsatzes (P2) über ein formschlüssiges Schaltelement (B2) mit dem Hohlrad (HR1) des ersten Planetenradsatzes (P1) verbindbar ist.

18. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 11 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass das Sonnenrad (S2) des zweiten Planetenradsatzes (P2) über zwei formschlüssige Schaltelemente (B2, E2) mit dem Hohlrad (HR1) des ersten Planetenradsatzes (P1) und dem Steg (ST3) des dritten Planetenradsatzes (P3) verbindbar ist.

19. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 11 bis 18, dadurch gekennzeichnet, dass das Sonnenrad (S3) des dritten Planetenradsatzes (P3) über ein formschlüssiges Schaltelement (B1) und das erste reibschlüssige Schaltelement (K1) mit der Getriebeeingangswelle (3) verbindbar ist.

20. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 11 bis 19, dadurch gekennzeichnet, dass die Getriebeeingangswelle (1) über das erste reibschlüssige Schaltelement (K1) und ein formschlüssiges Schaltelement (F) mit der Getriebeausgangswelle (4) verbindbar ist.

21. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 11 bis 20, dadurch gekennzeichnet, dass das Sonnenrad (S3) des dritten Planetenradsatzes (P3) über zwei formschlüssige Schaltelemente (B1 und E2) und die beiden reibschlüssigen Schaltelemente (K1, K2) mit dem Steg (ST1) des ersten Planetenradsatzes (P1) in Wirkverbindung bringbar sind.

22. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 11 bis 21, dadurch gekennzeichnet, dass das Sonnenrad (S2) des zweiten Planetenradsatzes (P2) über ein formschlüssiges Schaltelement (C) mit einem gehäusefesten Bauteil verbindbar ist.

23. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 11 bis 22, dadurch gekennzeichnet, dass der zweite Planetenradsatz (P2) und der dritte Planetensatz (P3) einen Planetenradsatz (P23) mit einem gemeinsamen Steg (ST23) und einem gemeinsamen Hohlrad (HR23) bilden, wobei auf dem Steg (ST23) gelagerte Planetenräder (PR23) mit dem Sonnenrad (S2) des zweiten Planetenradsatzes (P2) und dem Sonnenrad (S3) des dritten Planetenradsatzes (P3) kämmen.

24. Planetengetriebe nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, dass das Hohlrad (HR23) des Planetenradsatzes (P23) mit dem Steg (ST4) des vierten Planetenradsatzes (P4) verbunden ist.

25. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 11 bis 24, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens ein Teil der formschlüssigen Schaltelemente (F, B1, E1) über Schalmuffen (8, 14), die ausgehend vom Gehäuse (2) in den Innenraum des Gehäuses (2) durch eine zwischen dem ersten Planetenradsatz (P1) und den weiteren Planetenradsätzen (P2 bis P4) verlaufenden Verbindungswelle (9) hindurch in Synchronringe (5, 13) der Schaltelemente (F, B1, E1) eingreifen, schaltbar ist.

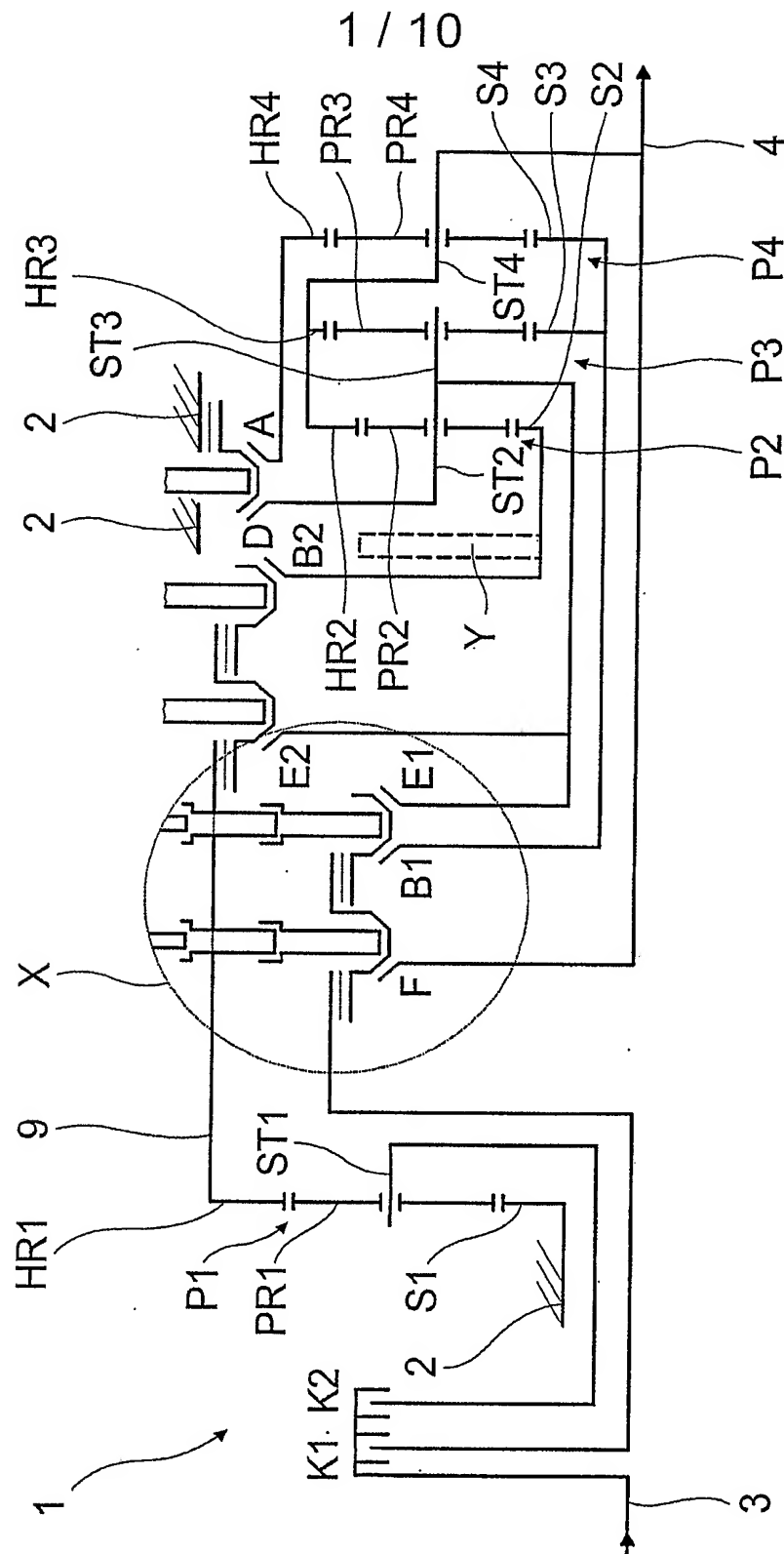


Fig. 1

	K1		K2	B1	B2	E1	E2	F	A	D	eta	i_ges	phi
"1"	●			●					●		0.985	4.200	1.62
"2"			●		●				●		0.961	2.596	1.46
"3"	●					●			●		0.985	1.769	1.33
"4"			●				●		●		0.980	1.327	1.33
"5"	●							●			1.000	1.000	1.33
"6"			●		●		●				0.995	0.750	1.33
"R1"	●			●						●	0.980	-3.160	5.6
"R2"			●		●					●	0.975	-1.650	

i_0_P1 = -3,00
i_0_P2 = -2,20
i_0_P3 = -3,16
i_0_P4 = -3,20

Fig. 2a

3 / 10

	K1	K2	B1	B2	E1	E2	F	A	D	eta	i_ges	phi
"1"	●		●					●		0.985	4.200	1.62
"2"		●		●				●		0.961	2.596	1.46
"3"	●				●			●		0.985	1.769	1.33
"4"		●				●		●		0.980	1.327	1.33
"5"	●						●			1.000	1.000	1.33
"6"		●		●		●				0.995	0.750	1.33
"7"	●	●	●			●				0.992	0.695	1.08
"R1"	●		●						●	0.980	-3.160	6.04
"R2"		●		●					●	0.975	-1.650	

i_0_P1 = -3,00

i_0_P2 = -2,20

i_0_P3 = -3,16

i_0_P4 = -3,20

Fig. 2b

4 / 10

	K1	K2	B1	B2	E1	E2	F	A	D	C	eta	i_ges	phi
"1"	●		●					●			0.985	4.200	1.62
"2"		●		●				●			0.961	2.596	1.46
"3"	●				●			●			0.985	1.769	1.33
"4"		●				●		●			0.980	1.327	1.33
"5"	●						●				1.000	1.000	1.33
"6"		●		●		●					0.995	0.750	1.08
"7"	●	●	●			●					0.992	0.695	1.35
"8"		●				●				●	0.989	0.516	
"R1"	●		●						●		0.980	-3.160	8.15
"R2"		●		●					●		0.975	-1.650	

i_0_P1 = -3,00
 i_0_P2 = -2,20
 i_0_P3 = -3,16
 i_0_P4 = -3,20

Fig. 2c

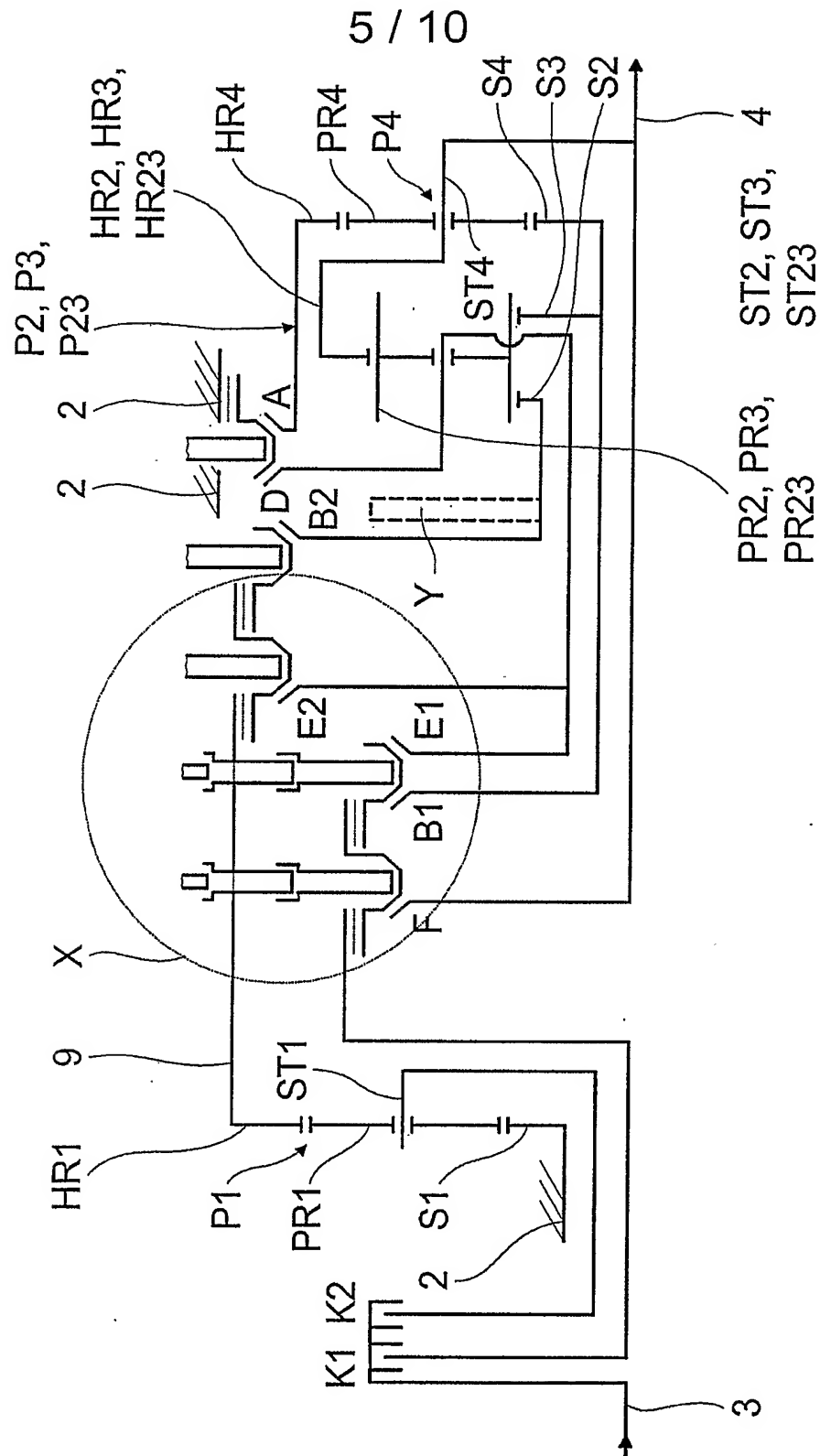


Fig. 3

	K1		K2	B1	B2	E1	E2	F	A	D	eta	i_ges	phi
"1"	●			●					●		0.985	3.880	1.40
"2"		●			●				●		0.965	2.771	1.41
"3"	●					●			●		0.984	1.960	1.40
"4"		●					●		●		0.978	1.400	1.40
"5"	●							●			1.000	1.000	1.40
"6"		●			●		●				0.994	0.714	1.40
"R1"	●			●						●	0.980	-2.000	5.43
"R2"		●			●					●	0.975	-1.410	

i_0_P1 = -2,50
i_0_P2 = -2,00
i_0_P3 = -2,00
i_0_P4 = -2,88

Fig. 4a

7 / 10

	K1	K2	B1	B2	E1	E2	F	A	D	eta	i_ges	phi
"1"	●		●					●		0.985	3.880	1.40
"2"		●		●				●		0.965	2.771	1.41
"3"	●				●			●		0.984	1.960	1.40
"4"		●				●		●		0.978	1.400	1.40
"5"	●						●			1.000	1.000	1.40
"6"		●		●		●				0.994	0.714	1.40
"7"	●	●	●			●				0.990	0.625	1.14
"R1"	●		●						●	0.980	-2.000	6.21
"R2"		●		●					●	0.975	-1.410	

i_0_P1 = -2,50

i_0_P2 = -2,00

i_0_P3 = -2,00

i_0_P4 = -2,88

Fig. 4b

8 / 10

	K1	K2	B1	B2	E1	E2	F	A	D	C	eta	i_ges	phi
"1"	●		●					●			0.985	3.880	1.40
"2"		●		●				●			0.965	2.771	1.41
"3"	●				●			●			0.984	1.960	1.40
"4"		●				●		●			0.978	1.400	1.40
"5"	●						●				1.000	1.000	1.40
"6"		●		●		●					0.994	0.714	1.40
"7"	●	●	●			●					0.990	0.625	1.14
"8"		●				●				●	0.988	0.476	1.31
"R1"	●		●						●		0.980	-2.000	8.15
"R2"		●		●					●		0.975	-1.410	

Fig. 4c

i_0_P1 = -2,50

i_0_P2 = -2,00

i_0_P3 = -2,00

i_0_P4 = -2,88

9 / 10

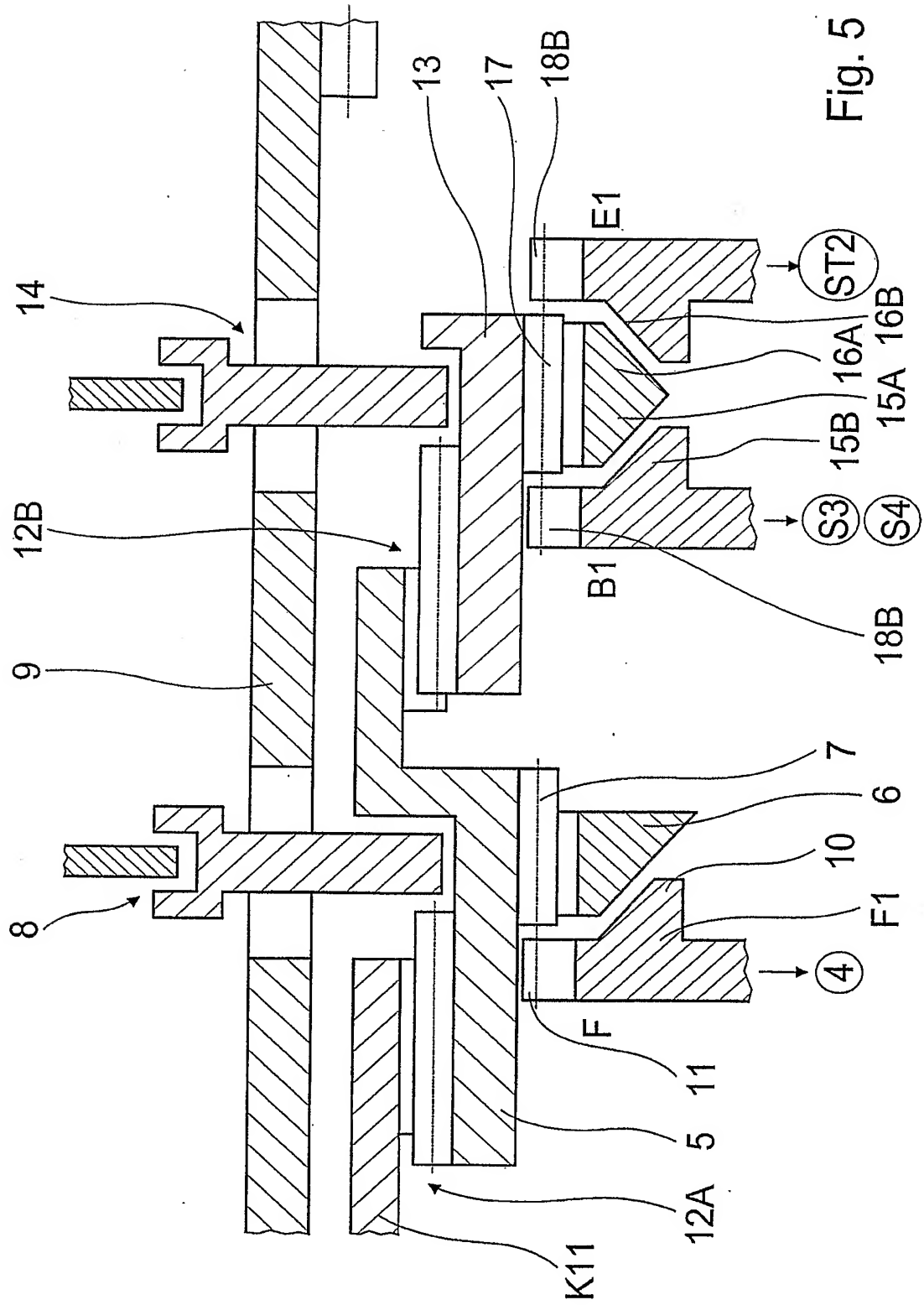


Fig. 5

10 / 10

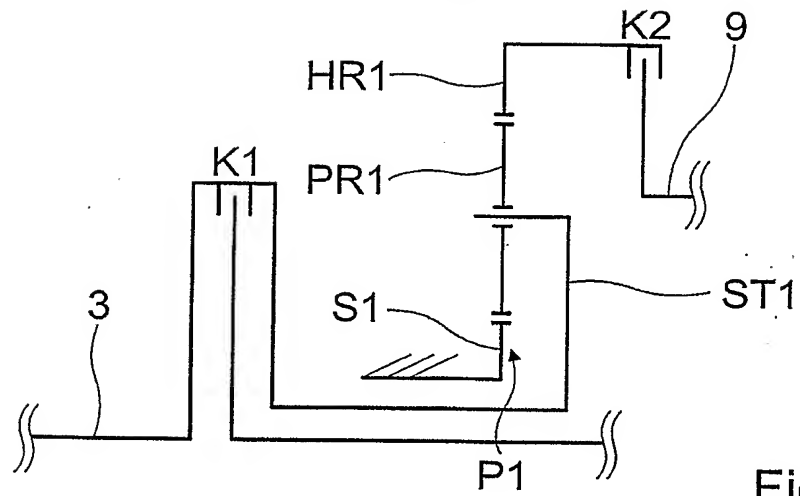


Fig. 5a

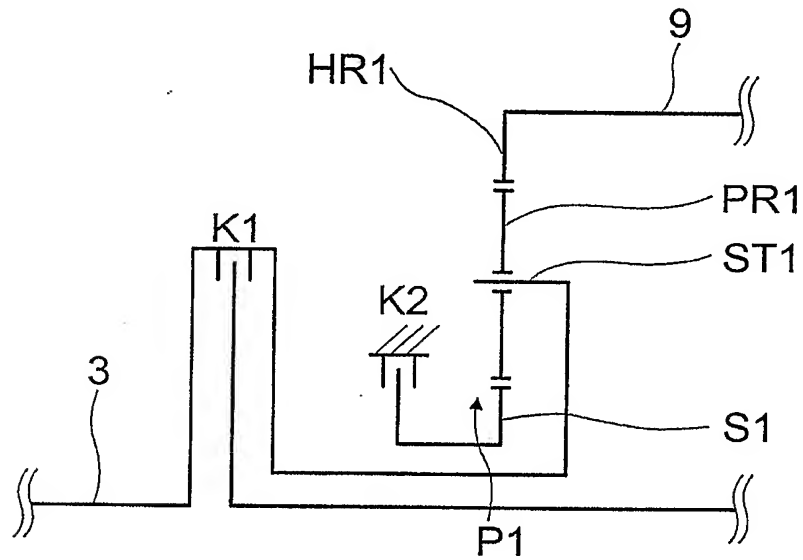


Fig. 5b

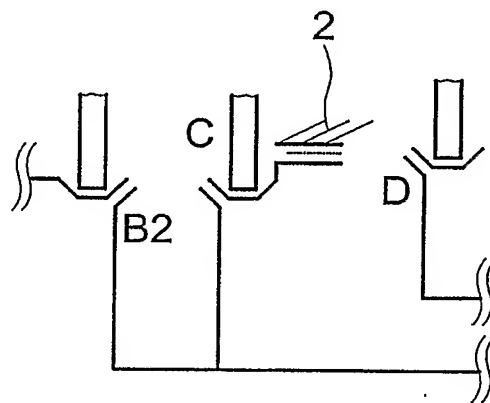


Fig. 6

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

PCT/EP2005/002997

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
IPC 7 F16H3/78

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
IPC 7 F16H

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category °	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	DE 31 31 138 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN AG; ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN AG, 79) 24 February 1983 (1983-02-24) cited in the application abstract; figures 1,2	1,2
A	US 2003/199360 A1 (BIALLAS JEFFREY J) 23 October 2003 (2003-10-23) abstract; figures 1,2	1,2
A,P	EP 1 435 477 A (GENERAL MOTORS CORPORATION) 7 July 2004 (2004-07-07) abstract; figures 1a,1b paragraph '0057!	1,2
	----- -/--	

☒ Further documents are listed in the continuation of box C.

☒ Patent family members are listed in annex.

° Special categories of cited documents:

- *A* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- *E* earlier document but published on or after the international filing date
- *L* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- *O* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- *P* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- *T* later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- *X* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- *Y* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
- *G* document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

21 June 2005

Date of mailing of the international search report

06/07/2005

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Daieff, B

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

PCT/EP2005/002997

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category °	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 6 524 208 B1 (HOLLERMANN ERIKA ET AL) 25 February 2003 (2003-02-25) abstract; figure 1 -----	1
A	EP 1 389 696 A (JATCO LTD) 18 February 2004 (2004-02-18) abstract; figure 1 -----	2

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

PCT/EP2005/002997

Patent document cited in search report		Publication date		Patent family member(s)	Publication date
DE 3131138	A1	24-02-1983	BR	8204599 A	26-07-1983
			CA	1193112 A1	10-09-1985
			GB	2103736 A , B	23-02-1983
US 2003199360	A1	23-10-2003	DE	10317144 A1	06-11-2003
EP 1435477	A	07-07-2004	US	2004132576 A1	08-07-2004
			EP	1435477 A2	07-07-2004
US 6524208	B1	25-02-2003	DE	19727153 A1	11-02-1999
			WO	9900611 A1	07-01-1999
			EP	0991876 A1	12-04-2000
			JP	2002510377 T	02-04-2002
EP 1389696	A	18-02-2004	JP	2004052802 A	19-02-2004
			EP	1389696 A2	18-02-2004
			US	2004014550 A1	22-01-2004

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
IPK 7 F16H3/78

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
IPK 7 F16H

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	DE 31 31 138 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN AG; ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN AG, 79) 24. Februar 1983 (1983-02-24) in der Anmeldung erwähnt Zusammenfassung; Abbildungen 1,2	1,2
A	US 2003/199360 A1 (BIALLAS JEFFREY J) 23. Oktober 2003 (2003-10-23) Zusammenfassung; Abbildungen 1,2	1,2
A,P	EP 1 435 477 A (GENERAL MOTORS CORPORATION) 7. Juli 2004 (2004-07-07) Zusammenfassung; Abbildungen 1a,1b Absatz '0057! ----- -/--	1,2

☒ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

☒ Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

A Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

E älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

L Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

O Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

P Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

T Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

X Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

Y Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

& Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

21. Juni 2005

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

06/07/2005

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Daieff, B

C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie°	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	US 6 524 208 B1 (HOLLERMANN ERIKA ET AL) 25. Februar 2003 (2003-02-25) Zusammenfassung; Abbildung 1 -----	1
A	EP 1 389 696 A (JATCO LTD) 18. Februar 2004 (2004-02-18) Zusammenfassung; Abbildung 1 -----	2

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

PCT/EP2005/002997

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
DE 3131138	A1	24-02-1983	BR	8204599 A	26-07-1983
			CA	1193112 A1	10-09-1985
			GB	2103736 A , B	23-02-1983
US 2003199360	A1	23-10-2003	DE	10317144 A1	06-11-2003
EP 1435477	A	07-07-2004	US	2004132576 A1	08-07-2004
			EP	1435477 A2	07-07-2004
US 6524208	B1	25-02-2003	DE	19727153 A1	11-02-1999
			WO	9900611 A1	07-01-1999
			EP	0991876 A1	12-04-2000
			JP	2002510377 T	02-04-2002
EP 1389696	A	18-02-2004	JP	2004052802 A	19-02-2004
			EP	1389696 A2	18-02-2004
			US	2004014550 A1	22-01-2004